

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-227872  
 (43)Date of publication of application : 14.08.2002

(51)Int.CI.

F16D 3/40

(21)Application number : 2001-030098  
 (22)Date of filing : 06.02.2001

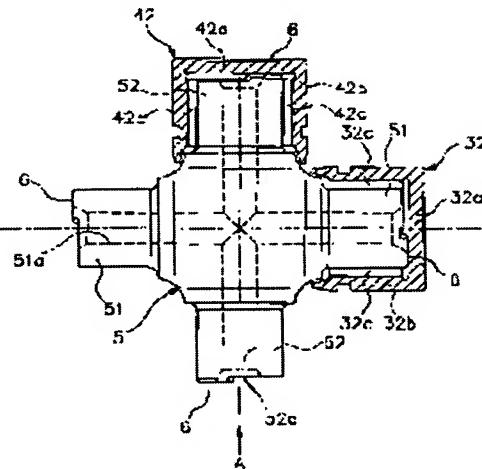
(71)Applicant : UNISIA JECS CORP  
 (72)Inventor : ONO KOICHIRO  
 SUNADA HIDEKI  
 AOKI HIDEKAZU

## (54) CARDAN JOINT

## (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a Cardan joint, which stably prevents secondary couple at a time of torque load without being influenced by rotational speed changes while preventing occurrence of additional vibrations at a time of high speed rotation where load torque is small and little secondary couple occurs, by generating offset force only at the time of torque load, and which stably prevents the secondary couple, by generating the offset force at a time of acceleration and at a time of deceleration.

**SOLUTION:** Bending friction is generated, when the load torque acts and cup bearings 32, 42 are tilted in a circumferential direction of the joint. Two- directional shaft portions 51, 52 constitute a joint cross 5. By projecting portions 6, the bending friction generated between inner faces of bottom portions 32a of the cup bearings 32 and both faces of tips of the shaft portion 51 that is an input side of driving force is made to be larger than the bending friction generated between inner faces of bottom portions 42a of the cup bearings 42 and both faces of tips of the shaft portion 52 that is an output side of the driving force.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 25.12.2003

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision  
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

④

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号  
特開2002-227872  
(P2002-227872A)

(43)公開日 平成14年8月14日 (2002.8.14)

(51)Int.Cl.<sup>7</sup>  
F 16 D 3/40

識別記号

F I  
F 16 D 3/40

テーマコード<sup>8</sup> (参考)  
Z

審査請求 未請求 請求項の数 6 O.L. (全 9 頁)

(21)出願番号 特願2001-30098(P2001-30098)

(22)出願日 平成13年2月6日 (2001.2.6)

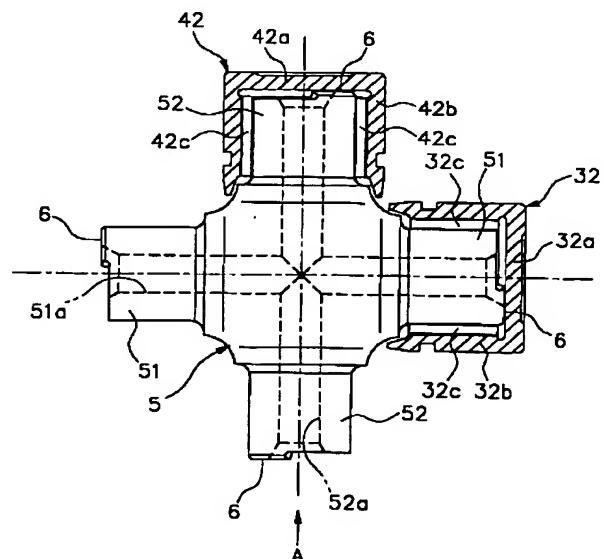
(71)出願人 000167406  
株式会社ユニシアジェックス  
神奈川県厚木市恩名1370番地  
(72)発明者 小野 浩一郎  
神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社ユ  
ニシアジェックス内  
(72)発明者 砂田 英樹  
神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社ユ  
ニシアジェックス内  
(72)発明者 青木 英和  
神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社ユ  
ニシアジェックス内  
(74)代理人 100105153  
弁理士 朝倉 哲 (外2名)

(54)【発明の名称】 カルダンジョイント

(57)【要約】

【課題】トルク負荷時のみに相殺力を発生させて負荷トルクが小さく2次偶力の発生が少ない高速回転時における新たな振動の発生を防止しつつ回転速度変化に影響されることなくトルク負荷時における2次偶力を安定的に抑制し、かつ、加速時および減速時のいずれにおいても相殺力を発生させて2次偶力を安定的に抑制することができるカルダンジョイントの提供。

【解決手段】凸部6により、負荷トルクが作用する状態においてはカップ状ベアリング32、42がジョイントの円周方向に傾くことにより十字状軸5を構成する2方向の軸部51、52のうち駆動力が入力される側の軸部51の両先端面とカップ状ベアリング32の底部32a内面との間で発生する屈曲フリクションより駆動力が出力される側の軸部52の両先端面とカップ状ベアリング42の底部42a内面との間で発生する屈曲フリクションが大きくなるように構成される。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 駆動軸と被駆動軸の両接続端部にそれぞれ固定され一対の対向アームを備えたヨークと、該各ヨークの両アームに対しそれぞれカップ状ペアリングを介して回動自在に組み付けられた直交する2方向の軸部を備えた十字状軸とを備え、負荷トルクが作用する状態においては前記カップ状ペアリングがジョイントの円周方向に傾くことにより前記十字状軸を構成する2方向の軸部のうちヨークおよびカップ状ペアリングを介して駆動力が入力される側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションより駆動力が outputされる側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションが大きくなるように構成されていることを特徴とするカルダンジョイント。

【請求項2】 前記両各軸部の各先端面と該各先端面と対面する各カップ状ペアリングの内底面の少なくともいずれか一方にジョイントの回転方向側よりは回転方向とは逆方向側が高くなる段差を設けることにより、負荷トルクが作用する状態においては前記カップ状ペアリングがジョイントの円周方向に傾くことで前記十字状軸を構成する2方向の軸部のうちヨークおよびカップ状ペアリングを介して駆動力が入力される側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションより駆動力が outputされる側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションが大きくなるように構成されていることを特徴とする請求項1記載のカルダンジョイント。

【請求項3】 前記段差が十字状軸の軸部先端面側に形成されていることを特徴とする請求項2記載のカルダンジョイント。

【請求項4】 前記両各軸部の各先端面と該各先端面と対面する各カップ状ペアリングの内底面の少なくともいずれか一方に溝もしくは凹部を形成してジョイントの回転方向側よりも回転方向側とは逆方向側の面積が広くなるように形成することにより、負荷トルクが作用する状態においては前記カップ状ペアリングがジョイントの円周方向に傾くことで前記十字状軸を構成する2方向の軸部のうちヨークおよびカップ状ペアリングを介して駆動力が入力される側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションより駆動力が outputされる側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションが大きくなるように構成されていることを特徴とする請求項1記載のカルダンジョイント。

【請求項5】 前記溝がジョイントの軸方向に形成されていることを特徴とする請求項4記載のカルダンジョイント。

【請求項6】 前記溝が十字状軸の軸部先端面側に形成されていることを特徴とする請求項4または5に記載の

カルダンジョイント。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、主に自動車の動力伝達系において用いられるカルダンジョイントに関するものであり、特に、2軸が作動角をとった際に発生する2次偶力(起振力)低減技術に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】 従来のこの種のカルダンジョイントにおける2次偶力(起振力)低減技術としては、例えば、特開平10-292824号公報に記載されたカルダンジョイントが開示されている。即ち、この従来例のカルダンジョイントは、継手部をなす一対のヨークにそれぞれ軸支された2方向の軸部により形成される十字軸の、一方の軸部と他方の軸部との質量を異ならせる(例えば、図14に示すように各軸部の肉厚を互いに変えることでその質量を異ならせ、または、図15に示すように、十字軸の2方向の軸部の軸径を変える)ことにより、回転軸の1回転に2回の割りでラジアル方向およびスラスト方向の起振力を積極的に発生させてセカンダリカップル(2次偶力)を打ち消すようにしたものであった。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、従来例のカルダンジョイントにあっては、上述のように、十字軸質量の慣性力をを利用して2次偶力を抑制するものであつたため、以下に述べるような問題点があった。即ち、抑制しようとする2次偶力は、回転速度に関係なく、負荷トルクとジョイント角(作動角)に比例して発生するのに対し、従来例で2次偶力抑制手段として利用される慣性力は、負荷トルクの有無とは無関係に発生し、かつ、回転速度の二乗に比例した大きさとなるため、回転速度変化により大きく変動する慣性力によって2次偶力を相殺させる効果を維持させることは困難であるばかりでなく、負荷トルクが小さく2次偶力の発生が少ない高回転時においては、この慣性力が新たな振動発生要因となる。また、加速時と減速時(エンジンブレーキング時)とでは負荷トルクの符号(2次偶力の符号)が入れ替わるのに対し、慣性力は不变であるため、加速時に相殺効果を持たせるように設定した場合においては、減速時には相乗的な関係となり、かえって振動不具合を誘発させる結果となる。

【0004】本発明は、上述の従来の問題点に着目してなされたもので、トルク負荷時のみに相殺力を発生させて負荷トルクが小さく2次偶力の発生が少ない高回転時における新たな振動の発生を防止しつつ回転速度変化に影響されることなくトルク負荷時における2次偶力を安定的に抑制し、かつ、加速時および減速時のいずれにおいても相殺力を発生させて2次偶力を安定的に抑制することができるカルダンジョイントを提供することを目的とする。

的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】 上述の目的を達成するために、本発明請求項1記載のカルダンジョイントは、駆動軸と被駆動軸の両接続端部にそれぞれ固定され一対の対向アームを備えたヨークと、該各ヨークの両アームに対しそれぞれカップ状ペアリングを介して回動自在に組み付けられた直交する2方向の軸部を備えた十字状軸とを備え、負荷トルクが作用する状態においては前記カップ状ペアリングがジョイントの円周方向に傾くことにより前記十字状軸を構成する2方向の軸部のうちヨークおよびカップ状ペアリングを介して駆動力が入力される側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションより駆動力が入力される側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションが大きくなるように構成されている手段とした。

【0006】請求項2記載のカルダンジョイントは、請求項1記載のカルダンジョイントにおいて、前記両各軸部の各先端面と該各先端面と対面する各カップ状ペアリングの内底面の少なくともいずれか一方にジョイントの回転方向側よりは回転方向とは逆方向側が高くなる段差を設けることにより、負荷トルクが作用する状態においては前記カップ状ペアリングがジョイントの円周方向に傾くことで前記十字状軸を構成する2方向の軸部のうちヨークおよびカップ状ペアリングを介して駆動力が入力される側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションより駆動力が入力される側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションが大きくなるように構成されている手段とした。

【0007】請求項3記載のカルダンジョイントは、請求項2記載のカルダンジョイントにおいて、前記段差が十字状軸の軸部先端面側に形成されている手段とした。

【0008】請求項4記載のカルダンジョイントは、請求項1記載のカルダンジョイントにおいて、前記両各軸部の各先端面と該各先端面と対面する各カップ状ペアリングの内底面の少なくともいずれか一方に溝もしくは凹部を形成してジョイントの回転方向側よりも回転方向側とは逆方向側の面積が広くなるように形成することにより、負荷トルクが作用する状態においては前記カップ状ペアリングがジョイントの円周方向に傾くことで前記十字状軸を構成する2方向の軸部のうちヨークおよびカップ状ペアリングを介して駆動力が入力される側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションより駆動力が入力される側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションが大きくなるように構成されている手段とした。

【0009】請求項5記載のカルダンジョイントは、請

求項4記載のカルダンジョイントにおいて、前記溝がジョイントの軸方向に形成されている手段とした。

【0010】請求項6記載のカルダンジョイントは、請求項4または5の記載のカルダンジョイントにおいて、前記溝が十字状軸の軸部先端面側に形成されている手段とした。

【0011】

【作用】 この発明のカルダンジョイントでは、上述のように構成されるため、駆動軸と被駆動軸が作動角をとった状態で、被駆動軸側のトルク負荷が作用する駆動軸の回転加速時においては、カップ状ペアリングがジョイントの円周方向に傾くことで十字状軸を構成する2方向の軸部のうちヨークおよびカップ状ペアリングを介して駆動力が入力される側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションより駆動力が入力される側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションが大きくなることから、十字状軸を構成する2軸の屈曲フリクション差に起因して回転2次モーメントを主成分とする起振力が発生し、この起振力が駆動軸の回転加速時における2次偶力を相殺する方向に作用する。

【0012】また、駆動軸の回転減速時においては、以上の回転加速時とは負荷トルクの符号（2次偶力の符号）が逆転するが、駆動力伝達方向において駆動軸と被駆動軸が逆転した状態となるため、回転加速時とは逆に十字状軸を構成する2方向の軸部のうちカップ状ペアリングおよびヨークを介して駆動力が入力される側の軸部（駆動軸側の軸部）の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションより駆動力が入力される側の軸部（被駆動軸側の軸部）の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションが大きくなり、従って、十字状軸を構成する2軸の屈曲フリクション差に起因して回転2次モーメントを主成分とする回転加速時とは逆符号の起振力が発生し、この起振力が駆動軸の回転減速時でトルク負荷時における2次偶力を相殺する方向に作用する。

【0013】また、上述の屈曲フリクションは負荷トルクが作用する状態においてカップ状ペアリングがジョイントの円周方向に傾くことにより発生するように構成されたものであるため、負荷トルクが小さく2次偶力の発生が少ない高速走行時等においては、カップ状ペアリングの傾きがなくて大きなフリクションを発生させることができなく、これにより、不必要的起振力による新たな振動の発生を防止することができる。また、従来例のように慣性力を利用するものではないため、2次偶力を相殺する起振力が回転速度変化に影響されることなく、トルク負荷時における2次偶力を安定的に抑制することができる。

【0014】請求項2記載のカルダンジョイントでは、両各軸部の各先端面と該各先端面と対面する各カップ状

ペアリングの内底面の少なくともいずれか一方に設けられたジョイントの回転方向側よりは回転方向とは逆方向側が高くなる段差によって、また、請求項4記載のカルダンジョイントでは、両各軸部の各先端面と該各先端面と対面する各カップ状ペアリングの内底面の少なくともいずれか一方に形成された溝もしくは凹部でジョイントの回転方向側よりも回転方向側とは逆方向側の面積が広くなるように形成されることにより、負荷トルクが作用する状態においてはカップ状ペアリングがジョイントの円周方向に傾くことで十字状軸を構成する2方向の軸部のうちヨークおよびカップ状ペアリングを介して駆動力が入力される側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションより駆動力が放出される側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションが大きくなるもので、この2軸間の屈曲フリクション差に起因して回転2次モーメントを主成分とする起振力が発生し、この起振力が駆動軸の回転加速時および減速時における2次偶力を共に相殺する方向に作用する。

【0015】請求項3記載のカルダンジョイントは、請求項2記載のカルダンジョイントにおいて、前記段差が十字状軸の軸部先端面側に形成されることで、カップ状ペアリングの底面側に形成される場合に比べ、段差の形成加工が容易であると共に、組付性がよくなる。

【0016】請求項5記載のカルダンジョイントは、請求項4記載のカルダンジョイントにおいて、前記溝がジョイントの軸方向に形成されることで、2軸間の屈曲フリクション差を容易に発生させることができる。

【0017】請求項6記載のカルダンジョイントは、請求項4または5に記載のカルダンジョイントにおいて、前記溝が十字状軸の軸部先端面側に形成されることで、カップ状ペアリングの底面側に形成される場合に比べ、溝加工が容易である。

#### 【0018】

【発明の実施の形態】 以下に、本発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。

(発明の実施の形態1) まず、本発明の実施の形態1の構成を図1に基づいて説明する。

【0019】図1は、発明の実施の形態1のカルダンジョイントを示す作動角0°状態の半断面図、図2は十字状軸およびカップ状ペアリングを示す一部切欠平面図、図3は図2のA矢視図、図4は図3のB矢視方向の要部拡大図であり、これらの図に示すように、この発明の実施の形態1のカルダンジョイントは、駆動軸1と被駆動軸2の両接続端部にそれぞれ固定され一対の対向アーム31、31、41、41を備えたヨーク3、4と、該各ヨーク3、4の両アーム31、31、41、41に対しそれぞれカップ状ペアリング32、42を介して回動自在に組み付けられた直交する2方向の軸部51、52を備えた十字状軸5とで構成されている。

【0020】図2～4に示すように、前記十字状軸5における両軸部51、52の軸心には各カップ状ペアリング32、42に潤滑油を供給する軸心孔51a、52aが形成されていて、各軸部51、52の環状両端面には、ジョイントの回転方向とは反対側に略扇状の凸部6が形成されることにより、ジョイントの回転方向側よりは回転方向とは逆方向側が高くなる段差が形成されている。

【0021】前記カップ状ペアリング32、42は、図2に示すように、前記十字状軸5における両軸部51、52の両環状端面とそれぞれ対面する底部32a、42aを備えたカップ状に形成され、筒状部32b、42b内周面には軸部51、52の両端部を回転支持するニードル32c、42cが備えられている。そして、このカップ状ペアリング32、42は、図1に示すように、各ヨーク3、4の両アーム31、31、41、41の先端に形成された装着穴31a、41aに対し内側から装着しCリング7により位置決めされた状態で装着されている。

【0022】次に、この発明の実施の形態1の作用・効果を図5の作用説明図に基づいて説明する。

#### (イ) 加速時

この発明の実施の形態1のカルダンジョイントでは、上述のように構成されるため、駆動軸1と被駆動軸2が作動角をとった状態で、被駆動軸2側のトルク負荷が作用する駆動軸1の回転加速時においては、図5に示すように、駆動軸1側のヨーク3の両アーム31、31に装着された方(実線で示す加速トルク入力側)のカップ状ペアリング32、32がジョイントの回転方向に少し傾いて凸部6がカップ状ペアリング32、32の底部32aから離隔された状態となる一方、被駆動軸2側のヨーク4の両アーム41、41に装着された方のカップ状ペアリング42、42がジョイントの回転方向とは反対方向に少し傾いて凸部6がカップ状ペアリング42、42の底部42a内面に圧接された状態となるため、駆動力が入力される側の軸部51の両先端面とカップ状ペアリング32、32の底部32a内面との間で発生する屈曲フリクション(ジョイントの軸方向摺動フリクション)より駆動力が放出される側の軸部52の両先端面とカップ状ペアリング42、42の底部42a内面との間で発生する屈曲フリクションが大きくなることから、十字状軸5を構成する軸部51、52の屈曲フリクション差に起因して回転2次モーメントMを主成分とする起振力が発生し、この起振力が駆動軸1の回転加速時における2次偶力Cを相殺する方向に作用する。ちなみに、

$$2\text{次偶力}C = (1/2) \cdot T \cdot \sin \theta$$

$$\text{回転2次モーメント}M = (8/13\pi) (f_1 - f_2)$$

ここで、Tは負荷トルク、 $\sin \theta$ はジョイント角、 $f_1$ は駆動力が入力される側の屈曲トルク、 $f_2$ は駆動力が放出される側の屈曲トルクである。

【0023】そして、前記両軸部51、52の屈曲フリクション差は、図6の負荷トルク-屈曲フリクション差特性図に示すように、負荷トルクに比例して増加する。その結果、図7の負荷トルク-起振力特性図に示すように、太線で示す従来の2次偶力に対し、細い線で示すように2次偶力が負荷トルクの変動に応じて低減されている。

【0024】(口) 減速時

また、駆動軸1の回転減速時(エンジンブレーキング時等)においては、以上の回転加速時とは負荷トルクの符号(2次偶力の符号)が逆転するが、図5の点線(減速トルク)で示すように、駆動力伝達方向において駆動軸1と被駆動軸2が逆転した状態となるため、回転加速時とは逆に十字状軸5を構成する2方向の軸部51、52のうちカップ状ペアリング32、32およびヨーク3を介して駆動力が output(加速時は入力)される側の軸部51の両先端面とカップ状ペアリング32、32の底部32a内面との間で発生する屈曲フリクションより駆動力が入力(加速時には出力)される側の軸部52の両先端面とカップ状ペアリング42、42の底部42a内面との間で発生する屈曲フリクションが大きくなり、従って、十字状軸5を構成する2軸部51、52の屈曲フリクション差に起因して回転2次モーメントを主成分とする回転加速時とは逆符号の起振力が発生し、この起振力が駆動軸の回転減速時でトルク負荷時における2次偶力を相殺する方向に作用する。従って、加速時および減速時のいずれにおいても相殺力を発生させて2次偶力を安定期に抑制することができるようになるという効果が得られる。

【0025】また、上述の屈曲フリクションは負荷トルクが作用する状態においてカップ状ペアリング32、32、42、42がジョイントの円周方向に傾くことにより発生するように構成されたものであるため、負荷トルクが小さく2次偶力の発生が少ない高速走行時等においては、カップ状ペアリング32、32、42、42が傾くことがないので、初期設定の小さな屈曲フリクション状態を維持させることができ、これにより、不必要な起振力による新たな振動の発生を防止することができるようになる。また、従来例のように慣性力を利用するものではないため、2次偶力を相殺する起振力が回転速度変化に影響されることなく、トルク負荷時における2次偶力を安定期に抑制することができるようになる。

【0026】また、前記段差を構成する凸部6が十字状軸5における両軸部51、52の先端面側に形成されることで、カップ状ペアリング32、32、42、42の底部32a、42a内面側に形成される場合に比べ、段差の形成加工が容易であると共に、組付性がよくなる。

【0027】次に、カルダンジョイントの他の発明の実施の形態について説明する。なお、この他の発明の実施の形態の説明にあたっては、前記発明の実施の形態1と

同様の構成部分には同一の符号を付けてその説明を省略し、相違点についてのみ説明する。

【0028】(発明の実施の形態2)まず、発明の実施の形態2の構成を図8、9に基づいて説明する。図8は発明の実施の形態2のカルダンジョイントにおける十字状軸5を示す平面図、図9は図8のC矢視図であり、両図に示すように、この発明の実施の形態2では、両軸部51、52における軸心孔51a、52aが省略されると共に、両軸部51、52の両端面の中心部寄りの位置に前記凸部6aが形成されている点が前記発明の実施の形態1と相違したものである。

【0029】即ち、この発明の実施の形態2では、中心部寄りの位置に設けた凸部6aにより前記発明の実施の形態1と同様に、加速時および減速時においてのみ両軸部51、52相互間で屈曲フリクション差を発生させることができ、これにより、トルク負荷時のみに相殺力を発生させて負荷トルクが小さく2次偶力の発生が少ない高回転時における新たな振動の発生を防止しつつ回転速度変化に影響されることなくトルク負荷時における2次偶力を安定期に抑制し、かつ、加速時および減速時のいずれにおいても相殺力を発生させて2次偶力を安定期に抑制することができるようになるという効果を得ることができる。

【0030】(発明の実施の形態3)まず、発明の実施の形態3の構成を図10、11に基づいて説明する。図10は発明の実施の形態3のカルダンジョイントにおけるカップ状ペアリング32、32、42、42におけるニードルを省略した断面図、図11は図10の矢視図であり、両図に示すように、この発明の実施の形態3は、カップ状ペアリング32、32、42、42における底部32a、42a内面側に凸部6bを形成した点が前記発明の実施の形態1、2とは相違したものである。

【0031】このように、カップ状ペアリング32、32、42、42側に凸部6bを形成することによっても、加速時および減速時においてのみ両軸部51、52相互間で屈曲フリクション差を発生させることができ、従って、前記発明の実施の形態1、2と同様に、トルク負荷時のみに相殺力を発生させて負荷トルクが小さく2次偶力の発生が少ない高回転時における新たな振動の発生を防止しつつ回転速度変化に影響されることなくトルク負荷時における2次偶力を安定期に抑制し、かつ、加速時および減速時のいずれにおいても相殺力を発生させて2次偶力を安定期に抑制することができるようになるという効果を得ることができる。

【0032】(発明の実施の形態4)まず、発明の実施の形態4の構成を図12、13に基づいて説明する。図12は発明の実施の形態4のカルダンジョイントにおける十字状軸5を示す平面図、図13は図12のE矢視図であり、両図に示すように、この発明の実施の形態4では、各軸部51、52の両先端面のうち、ジョイントの

回転方向側にジョイントの軸方向に沿った複数の溝5aを形成することにより、ジョイントの回転方向側よりは回転方向とは逆方向側の面積が広くなるように形成している点が前記発明の実施の形態1～3とは相違したものである。

【0033】このように、溝5aでジョイントの回転方向側よりも回転方向側とは逆方向側の面積が広くなるように形成されることにより、負荷トルクが作用する状態においてはカップ状ペアリング32、32、42、42がジョイントの円周方向に傾くことで十字状軸5を構成する2方向の軸部51、52のうちヨーク3およびカップ状ペアリング32、32を介して駆動力が入力される側の軸部51の両先端面とカップ状ペアリング32、32の底部32a内面との間で発生する屈曲フリクションより駆動力が放出される側の軸部52の両先端面とカップ状ペアリング42、42の底部42a内面との間で発生する屈曲フリクションが大きくなるもので、この2軸部51、52間の屈曲フリクション差に起因して回転2次モーメントを主成分とする起振力が発生し、この起振力が駆動軸1の回転加速時および減速時における2次偶力を共に相殺する方向に作用する。

【0034】従って、前記発明の実施の形態1～3と同様に、トルク負荷時のみに相殺力を発生させて負荷トルクが小さく2次偶力の発生が少ない高速回転時における新たな振動の発生を防止しつつ回転速度変化に影響されることなくトルク負荷時における2次偶力を安定的に抑制することができるようになるという効果を得ることができる。

【0035】また、前記溝5aがジョイントの軸方向に形成されることで、2軸部51、52間の屈曲フリクション差を容易に発生させることができる。また、前記溝5aを十字状軸5の軸部51、52先端面側に形成することにより、カップ状ペアリング32、32、42、42の底部32a、42a内面側に形成する場合に比べ、溝加工が容易である。

【0036】以上発明の実施の形態を図面により説明したが、具体的な構成はこれらの発明の実施の形態に限られるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲における設計変更等があっても本発明に含まれる。

【0037】例えば、発明の実施の形態1～3では、凸部6、6a、6bの形状を略扇型に形成したが、その形状や広さは任意であり、また段差も任意であり、発生すべき屈曲フリクションに応じて任意に設定される。

【0038】また、発明の実施の形態4では、溝5aをジョイントの軸方向に形成したが、必ずしも軸方向に限らず、またその本数も任意である。また、発明の実施の形態4では、溝5aを形成したが、穴を形成することによっても同様の効果を得ることができる。

【0039】

【発明の効果】 以上説明してきたように本発明請求項1記載のカルダンジョイントでは、上述のように、(請求項2では前記両各軸部の各先端面と該各先端面と対面する各カップ状ペアリングの内底面の少なくともいずれか一方にジョイントの回転方向側よりは回転方向とは逆方向側が高くなる段差を設けることにより、また、請求項4では前記両各軸部の各先端面と該各先端面と対面する各カップ状ペアリングの内底面の少なくともいずれか一方に溝もしくは凹部を形成してジョイントの回転方向側よりも回転方向側とは逆方向側の面積が広くなるように形成することにより)負荷トルクが作用する状態においては前記カップ状ペアリングがジョイントの円周方向に傾くことにより前記十字状軸を構成する2方向の軸部のうちヨークおよびカップ状ペアリングを介して駆動力が入力される側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションより駆動力が放出される側の軸部の両先端面とカップ状ペアリングの内底面との間で発生する屈曲フリクションが大きくなるように構成されている手段としたことで、トルク負荷時のみに相殺力を発生させて負荷トルクが小さく2次偶力の発生が少ない高速回転時における新たな振動の発生を防止しつつ回転速度変化に影響されることなくトルク負荷時における2次偶力を安定的に抑制し、かつ、加速時および減速時のいずれにおいても相殺力を発生させて2次偶力を安定的に抑制することができるようになるという効果が得られる。

【0040】請求項3記載のカルダンジョイントは、請求項2記載のカルダンジョイントにおいて、前記段差が十字状軸の軸部先端面側に形成されている手段としたことで、カップ状ペアリングの底面側に形成される場合に比べ、段差の形成加工が容易であると共に、組付性がよくなる。

【0041】請求項5記載のカルダンジョイントは、請求項4記載のカルダンジョイントにおいて、前記溝がジョイントの軸方向に形成されている手段としたことで、2軸間の屈曲フリクション差を容易に発生させることができるようになる。

【0042】請求項6記載のカルダンジョイントは、請求項4または5の記載のカルダンジョイントにおいて、前記溝が十字状軸の軸部先端面側に形成されている手段としたことで、カップ状ペアリングの底面側に形成される場合に比べ、溝加工が容易である。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】発明の実施の形態1のカルダンジョイントを示す作動角0°状態の半断面図である。

【図2】発明の実施の形態1のカルダンジョイントにおける十字状軸およびカップ状ペアリングを示す一部切欠平面図である。

【図3】図2のA矢視図である。

【図4】図3のB矢視方向の要部拡大図である。

【図5】発明の実施の形態1のカルダンジョイントの作用説明図である。

【図6】発明の実施の形態1のカルダンジョイントにおける負荷トルク-屈曲フリクション差特性図である。

【図7】発明の実施の形態1のカルダンジョイントにおける負荷トルク-起振力特性図である。

【図8】発明の実施の形態2のカルダンジョイントにおける十字状軸を示す平面図である。

【図9】図8のC矢視図である。

【図10】発明の実施の形態3のカルダンジョイントにおけるカップ状ペアリングのニードルを省略した断面図である。

【図11】図10のD矢視図である。

【図12】発明の実施の形態4のカルダンジョイントにおける十字状軸を示す平面図である。

【図13】図12のE矢視図である。

【図14】従来例のカルダンジョイントの十字状軸を示す一部切欠平面図である。

【図15】従来例のカルダンジョイントの十字状軸を示す平面図である。

【符号の説明】

1 駆動軸

2 被駆動軸

3 駆動軸側のヨーク

4 被駆動軸側のヨーク

5 十字状軸

5 a 溝

6 凸部

6 a 凸部

6 b 凸部

7 Cリング

3 1 駆動軸側のアーム

3 1 a 装着穴

3 2 カップ状ペアリング

3 2 a 底部

3 2 b 筒状部

3 2 c ニードル

4 1 被駆動軸側のアーム

4 1 a 装着穴

4 2 カップ状ペアリング

4 2 a 底部

4 2 b 筒状部

4 2 c ニードル

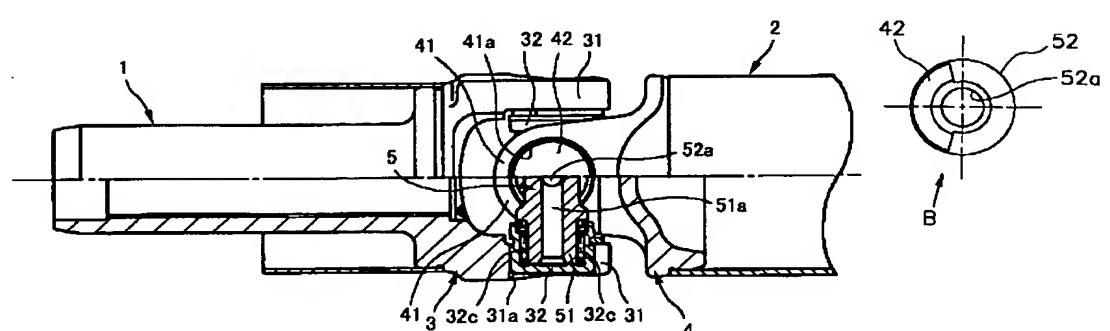
5 1 軸部

5 1 a 軸心孔

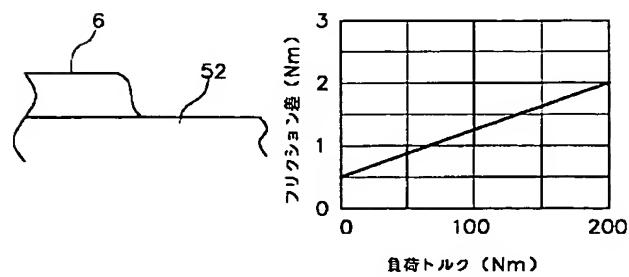
5 2 軸部

5 2 a 軸心孔

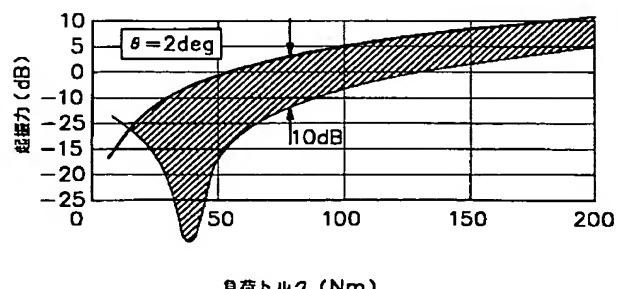
【図1】



【図4】

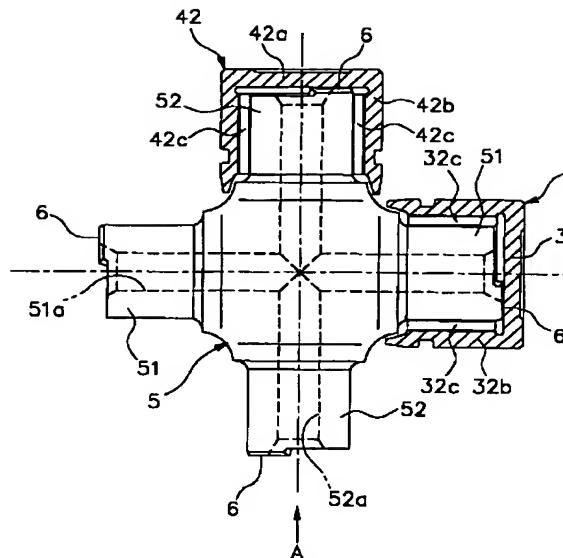


【図6】

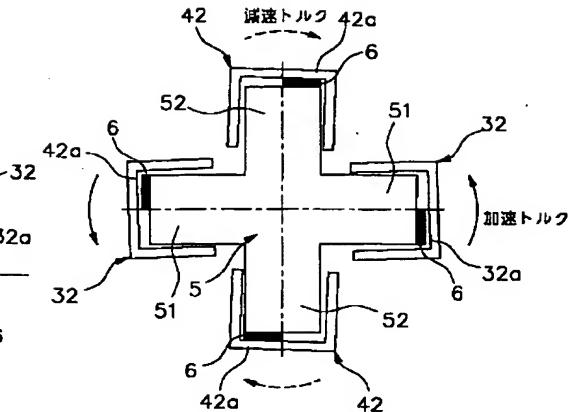


【図7】

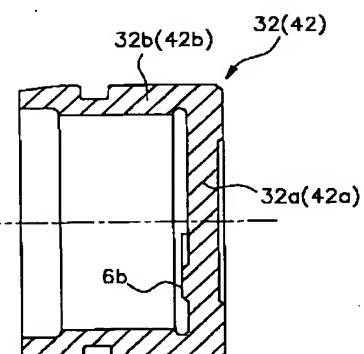
【図2】



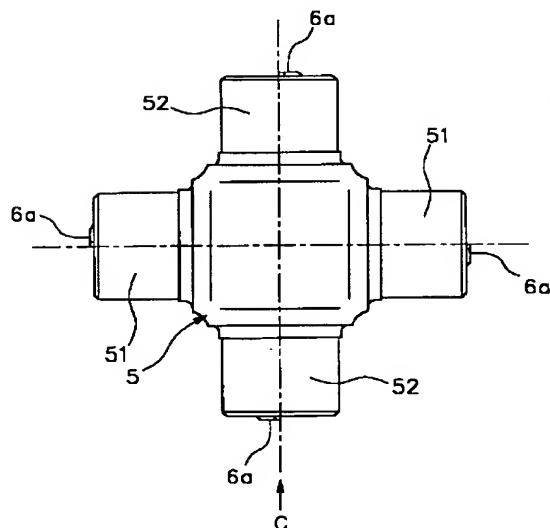
【図5】



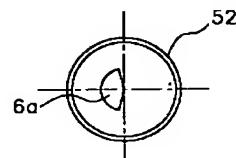
【図10】



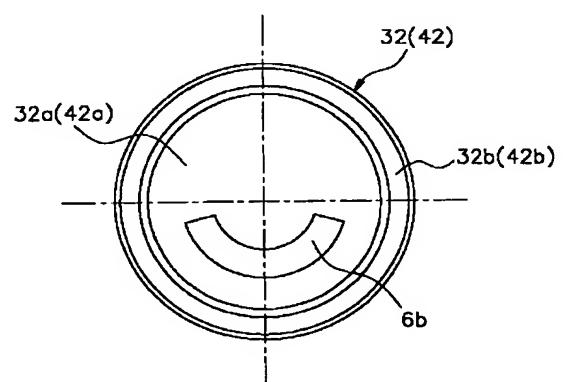
【図8】



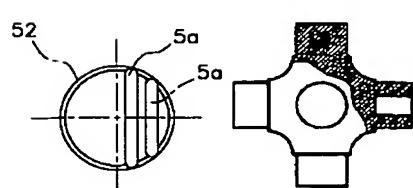
【図9】



【図11】

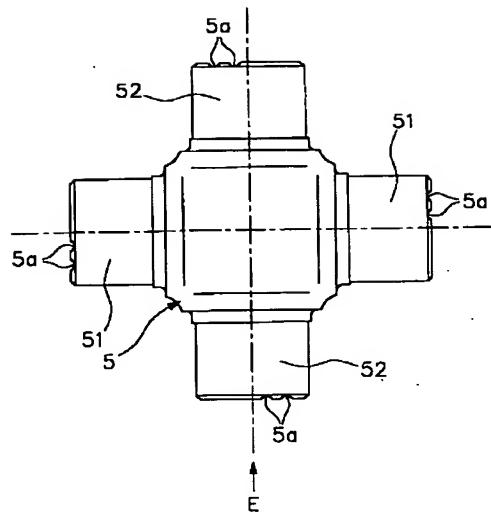


【図13】

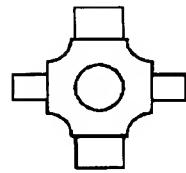


【図14】

【図12】



【図15】



## 【手続補正書】

【提出日】平成13年2月15日(2001.2.1)

5)

## 【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0022

【補正方法】変更

## 【補正内容】

【0022】次に、この発明の実施の形態1の作用・効果を図5の作用説明図に基づいて説明する。

## (イ) 加速時

この発明の実施の形態1のカルダンジョイントでは、上述のように構成されるため、駆動軸1と被駆動軸2が作動角をとった状態で、被駆動軸2側のトルク負荷が作用する駆動軸1の回転加速時においては、図5に示すように、駆動軸1側のヨーク3の両アーム31、31に装着された方(実線で示す加速トルク入力側)のカップ状ベアリング32、32がジョイントの回転方向に少し傾いて凸部6がカップ状ベアリング32、32の底部32aから離隔された状態となる一方、被駆動軸2側のヨーク

4の両アーム41、41に装着された方のカップ状ベアリング42、42がジョイントの回転方向とは反対方向に少し傾いて凸部6がカップ状ベアリング42、42の底部42a内面に圧接された状態となるため、駆動力が入力される側の軸部51の両先端面とカップ状ベアリング32、32の底部32a内面との間で発生する屈曲フリクション(ジョイントの軸方向摺動フリクション)より駆動力が出力される側の軸部52の両先端面とカップ状ベアリング42、42の底部42a内面との間で発生する屈曲フリクションが大きくなることから、十字状軸5を構成する軸部51、52の屈曲フリクション差に起因して回転2次モーメントMを主成分とする起振力が発生し、この起振力が駆動軸1の回転加速時における2次偶力Cを相殺する方向に作用する。ちなみに、  
 $2\text{次偶力 } C = (1/2) \cdot T \cdot \sin \theta$   
 $\text{回転2次モーメント } M = (8/3\pi) (f_1 - f_2)$   
 ここで、Tは負荷トルク、 $\sin \theta$ はジョイント角、 $f_1$ は駆動力が入力される側の屈曲トルク、 $f_2$ は駆動力が出力される側の屈曲トルクである。